

AS

RÉPUBLIQUE FRANÇAISE
—
INSTITUT NATIONAL
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE
—
PARIS
—

(11) N° de publication :
(A n'utiliser que pour les
commandes de reproduction).

2 506 803

A1

**DEMANDE
DE BREVET D'INVENTION**

(21)

N° 82 09391

(54) Circuit hydraulique pour pelles mécaniques du type à structure pivotante.

(51) Classification internationale (Int. Cl. ³). E 02 F 9/22; F 15 B 13/09.

(22) Date de dépôt..... 28 mai 1982.

(33) (32) (31) Priorité revendiquée : Japon, 29 mai 1981, n° 080803/81.

(41) Date de la mise à la disposition du
public de la demande..... B.O.P.I. -- « Listes » n° 48 du 3-12-1982.

(71) Déposant : Société dite : KABUSHIKI KAISHA KOMATSU SEISAKUSHO, résidant au Japon.

(72) Invention de : Yukio Moriya, Tadashi Yoda et Hisashi Fukumoto.

(73) Titulaire : *Idem* (71)

(74) Mandataire : Cabinet Plasseraud,
84, rue d'Amsterdam, 75009 Paris.

" Circuit hydraulique pour pelles mécaniques du type à structure pivotante "

La présente invention concerne un circuit hydraulique destiné à être utilisé dans des pelles mécaniques du type à structure pivotante, et elle porte en particulier sur un circuit hydraulique destiné à commander des pompes à débit variable afin de réduire au minimum le débit de fluide hydraulique fourni par les pompes lorsque des valves de commande du fonctionnement, destinées à commander les manoeuvres d'organes de travail, sont situées à leurs positions neutres respectives.

Il a été proposé précédemment plusieurs circuits hydrauliques, comme par exemple dans la demande de brevet JA 051536/1972, dans lesquels on peut commander des pompes à débit variable de façon à réduire au minimum le débit du fluide hydraulique que fournissent ces pompes, lorsque des organes de travail ne sont pas actionnés, dans le but de réaliser une économie d'énergie. Cependant, le circuit hydraulique de l'art antérieur mentionné ci-dessus s'est avéré désavantageux dans la mesure où, lorsque les valves de commande de pivotement sont actionnées pour faire pivoter la structure supérieure pivotante, les débits de fluide hydraulique fournis par les pompes à débit variable tendent à se compenser mutuellement, ce qui fait qu'on ne peut pas obtenir un débit de fluide hydraulique approprié pour faire pivoter la structure supérieure pivotante.

L'invention a été faite en tenant compte des circonstances précitées et dans le but d'éliminer les inconvénients précités du circuit hydraulique de l'art antérieur.

L'un des buts de l'invention est de réaliser un circuit hydraulique dans lequel on puisse réduire à un minimum le débit du fluide hydraulique fourni par plusieurs pompes à débit variable, lorsque ni le dispositif de pivotement ni aucun organe de travail n'est actionné, de façon à réduire les pertes d'énergie et à éviter la production de bruit et une augmentation de la température du fluide hydraulique dans le circuit.

L'invention a également pour but de réaliser un cir-

cuit hydraulique comprenant des valves de commande négative et des valves de dérivation respectivement branchées en série avec des servomécanismes qui commandent le débit du fluide hydraulique fourni par des pompes à débit variable respectives, de façon à permettre de commander le débit du fluide hydraulique fourni par les pompes à débit variable, afin d'éviter une augmentation anormale de la pression du fluide hydraulique et également de façon à éviter une perte de pression et à réduire le niveau de bruit.

10. L'invention a également pour but de réaliser un circuit hydraulique comprenant des valves de commande de puissance (ou des valves de sommation), de façon à utiliser pleinement la puissance de sortie d'un moteur principal qui entraîne les pompes à débit variable, et à commander la puissance de sortie de ces pompes pour qu'elle ne dépasse pas le niveau correspondant aux caractéristiques du moteur principal.

On parvient aux buts de l'invention mentionnés ci-dessus grâce à un circuit hydraulique destiné à être utilisé dans des pelles mécaniques du type à structure tournante, qui comprend au moins quatre pompes à débit variable, mutuellement indépendantes, c'est-à-dire des première, seconde, troisième et quatrième pompes à débit variable ; des valves de commande de l'opération de pivotement qui sont conçues de façon à rassembler les fluides hydrauliques sous pression fournis par plusieurs des pompes à débit variable, et à permettre au fluide hydraulique rassemblé de circuler vers un moteur de pivotement, et qui sont également conçues de façon à rassembler, à leurs positions neutres respectives, les fluides hydrauliques qui sont respectivement fournis par lesdites pompes avec les fluides hydrauliques respectivement fournis par les autres pompes, et de façon à faire circuler ce dernier fluide hydraulique rassemblé vers des groupes respectifs de valves de commande de fonctionnement, qui ont pour fonction de commander le fonctionnement d'organes de travail ; chaque groupe de valves de commande de fonctionnement comprenant plusieurs valves de commande de fonctionnement conçues de façon à diriger le fluide hydraulique sous pression introduit dans les groupes de valves de commande de fonctionnement vers plusieurs moteurs

de propulsion et des cylindres respectifs pour les organes de travail ; des moyens de détection de pression branchés aux sorties des groupes respectifs de valves de commande de fonctionnement et conçus de façon à détecter la pression du fluide hydraulique sous pression qui est fourni lorsque toutes les valves de commande de fonctionnement se trouvent à leurs positions neutres respectives ; des valves de commande négative qui sont conçues de façon à commander les servomécanismes pour les première à quatrième pompes à débit variable, par l'action de la pression hydraulique détectée par les moyens de détection de pression, dans le but de réduire à un minimum le débit du fluide hydraulique que fournissent les pompes à débit variable ; des valves de dérivation qui sont branchées en série avec les valves de commande négative et qui sont conçues de façon à limiter la pression du fluide qui est dirigé vers les servomécanismes lorsque la pression des première à quatrième pompes à débit variable est devenue anormalement élevée ; et des valves de commande de puissance qui sont branchées en série avec certaines des valves de dérivation et sont conçues de façon à recevoir le fluide sous pression fourni par les première à quatrième pompes à débit variable, et à commander le fluide sous pression qui doit être introduit dans les servomécanismes, de manière à empêcher que la pression hydraulique du fluide fourni par les première à quatrième pompes à débit variable dépasse la capacité du moteur principal entraînant ces dernières, et de manière à entraîner les première à quatrième pompes à débit variable avec une puissance de sortie constante.

L'invention sera mieux comprise à la lecture de la description qui va suivre d'un mode de réalisation, donné à titre non limitatif. La suite de la description se réfère aux dessins annexés sur lesquels :

La figure 1 est un schéma général du circuit hydraulique ;

La figure 2 est une représentation détaillée d'une valve de commande négative ;

Les figures 3A et 3B sont des graphiques montrant le fonctionnement de la valve de commande négative ;

La figure 4 est un schéma montrant le fonctionnement d'une valve de dérivation ;

La figure 5 est une représentation détaillée d'une valve de commande de puissance ; et

5 La figure 6 est un graphique montrant le fonctionnement de la valve de commande de puissance.

Sur les dessins, les références 1 à 4 désignent respectivement des première, seconde, troisième et quatrième pompes à débit variable ayant la même capacité et disposées de façon à être entraînées simultanément par un moteur principal
10 commun 6, par l'intermédiaire d'un dispositif de transmission 5. Dans les première à quatrième pompes à débit variable 1 à 4, le fluide hydraulique sous pression qui provient des première et seconde pompes à débit variable 1 et 2 est dirigé
15 vers deux valves de commande d'opération de pivotement 8 et 9 (qu'on appellera ci-après simplement valves de pivotement), qui sont commandées par une valve pilote de pivotement 7. Lorsque les valves de pivotement 8 et 9 sont placées à leurs positions neutres, le fluide hydraulique sous pression que fournit la première pompe à débit variable 9 se joint à celui que
20 fournit la troisième pompe à débit variable 3, et ces fluides passent dans un conduit principal 11 qui mène à un groupe de valves de commande de fonctionnement 10, tandis que le fluide hydraulique sous pression que fournit la seconde pompe à débit
25 variable 2 se joint à celui qui sort de la quatrième pompe à débit variable 4, et ces fluides passent dans un circuit principal 13 qui conduit à un autre groupe de valves de commande de fonctionnement 12. En outre, lorsque les valves de pivotement 8 et 9 sont actionnées, les fluides hydrauliques sous
30 pression qui sont fournis par les première et seconde pompes à débit variable 1 et 2 et qui passent respectivement par les valves de pivotement 8 et 9, se rejoignent dans un conduit 14 et circulent ensuite vers un moteur de pivotement 15 qui est conçu de façon à entraîner ou à faire pivoter une structure
35 supérieure pivotante d'une pelle mécanique du type à structure pivotante, non représentée.

Dans les groupes de valves de commande de fonctionnement 10 et 12, le groupe de valves de commande de fonction-

nement 10 comprend une valve de commande de propulsion du côté gauche, 10_1 , une valve de commande de fonctionnement du bras, 10_2 , et une valve de commande de fonctionnement de la flèche, 10_3 . La configuration est telle que le fluide hydraulique sous pression qui est débité en passant par la valve de commande de propulsion du côté gauche, 10_1 , est dirigé vers un moteur de propulsion du côté gauche, 16, pour l'entraîner ; le fluide hydraulique sous pression qui est émis par l'intermédiaire de la valve de commande de fonctionnement du bras, 10_2 , est dirigé vers un cylindre de bras 17 pour entraîner un bras, non représenté ; et le fluide hydraulique sous pression qui est émis par l'intermédiaire de la valve de commande de fonctionnement de la flèche, 10_3 , est dirigé vers un cylindre de flèche 18, pour entraîner une flèche, non représentée. Un autre groupe de valves de commande de fonctionnement 12 comprend une valve de commande de propulsion du côté droit, 12_1 , une valve de commande de fonctionnement du godet 12_2 , une valve d'accélération du fonctionnement de la flèche, 12_3 , et une valve d'accélération du fonctionnement du bras, 12_4 . La configuration est telle que le fluide hydraulique sous pression qui est émis par la valve de commande de propulsion du côté droit, 12_1 , est dirigé vers un moteur de propulsion du côté droit, 19, pour entraîner ce moteur ; le fluide hydraulique sous pression qui est émis par la valve de commande de fonctionnement du godet, 12_2 , est dirigé vers un cylindre de godet 20, pour entraîner un godet, non représenté ; le fluide hydraulique sous pression qui est évacué par l'intermédiaire de la valve d'accélération de fonctionnement de la flèche, 12_3 , circule vers un cylindre de flèche 21, pour entraîner une flèche, non représentée ; et le fluide hydraulique sous pression qui est évacué par l'intermédiaire de la valve d'accélération du fonctionnement du bras, 12_4 , est dirigé vers le cylindre de bras 17 mentionné précédemment, pour entraîner le bras, non représenté.

35 Lorsque les valves de commande 10_1 à 10_3 du groupe de valves de commande de fonctionnement 10 et les valves de commande 12_1 à 12_4 de l'autre groupe de valves de commande de fonctionnement 12 se trouvent à leurs positions neutres res-

pectives, le fluide hydraulique sous pression qui circule dans les conduits principaux 11 et 13 traverse les valves de commande 10₁ à 10₃ et 12₁ à 12₄, pour se diriger vers l'orifice de sortie de chacun des groupes de valves de commande 10 et 12. Le fluide hydraulique traverse alors des détecteurs de pression 22 et 23 qui sont branchés aux orifices de sortie respectifs, et il passe dans des conduits d'évacuation respectifs 40 et 41. Les détecteurs de pression 22 et 23 précités comprennent, par exemple, des corps de détecteur de pression dynamique 22a et 23a, comportant des restrictions internes respectives 22b et 23b. Le fluide hydraulique sous pression qui a traversé les restrictions respectives 22b et 23b traversent les orifices d'évacuation 22c, 23c, pour passer dans les conduits d'évacuation respectifs 40 et 41. Face aux restrictions 22b et 23b, et entre les restrictions et les orifices d'évacuation 22c et 23c, se trouvent respectivement des orifices de sortie ou de détection de pression dynamique, 22d et 23d, qui sont conçus de façon à capter la pression dynamique du fluide hydraulique sous pression. La pression dynamique captée à travers l'orifice de sortie 22d est introduite en tant que pression pilote, par un conduit 26a, dans chaque première extrémité des valves de commande négative 27 et 28 qui sont respectivement associées aux première et troisième pompes à débit variable 1 et 3. D'autre part, la pression du fluide hydraulique sous pression qui est captée par l'orifice de sortie de pression dynamique 23d est introduite en tant que pression pilote, par l'intermédiaire d'un conduit 29a, dans chaque première extrémité des valves de commande négative 30 et 31 qui sont respectivement associées aux seconde et quatrième pompes à débit variable 2 et 4. En outre, le fluide hydraulique sous pression qui passe respectivement par les orifices d'évacuation 22c et 23c des détecteurs de pression 22 et 23 et par les conduits d'évacuation 40 et 41, est respectivement introduit, en tant que pression pilote, et par les conduits 26b et 29b, dans la seconde extrémité de chacune des valves de commande négative 27, 28, 30 et 31 mentionnées précédemment. De plus, des clapets de décharge 24 et 25 sont respectivement branchés en parallèle

sur les détecteurs de pression 22 et 23.

Les première à quatrième pompes à débit variable 1 à 4 mentionnées précédemment comportent respectivement des plateaux oscillants 1a à 4a munis de servomécanismes 1b à 4b.

5 En outre, la valve de commande négative 27 précitée et une valve de dérivation 32 sont branchées en série avec le servomécanisme 1b de la première pompe à débit variable 1, tandis que la valve de commande négative 30, une valve de dérivation 33 et une valve de commande de puissance (ou valve de somma-

10 tion) 34 sont branchées en tandem avec le servomécanisme 2b de la seconde pompe à débit variable 2. De plus, la valve de commande négative 28 et une valve de dérivation 35 sont branchées en série avec le servomécanisme 3b de la troisième pompe à débit variable 3. La valve de commande négative 32 men-

15 tionnée précédemment, une valve de dérivation 36 et une valve de commande de puissance 37 sont en outre branchées en tandem avec le servomécanisme 4b de la quatrième pompe à débit variable 4. Parmi les valves de commande négative 27, 28, 30 et 31 précitées, chacune des valves de commande négative 27 et 30

20 reçoit à sa seconde extrémité, et par l'intermédiaire d'une valve navette 38, une pression de fluide hydraulique qui correspond au côté duquel se trouve la pression pilote la plus élevée. Cette pression est appliquée à la valve de pivotement 8, à partir d'une pompe à débit fixe 39, par l'intermédiaire

25 de la valve pilote de pivotement 7. Cette pression pilote et la pression du fluide hydraulique introduite par les conduits d'évacuation 40 et 41 des détecteurs de pression respectifs 22 et 23 mentionnés précédemment, déplacent de la manière représentée sur la figure 2 les tiroirs 27a et 30a des valves

30 de commande négative 27 et 30. Une fraction de la pression du fluide hydraulique provenant de la pompe à débit fixe 39 par l'intermédiaire d'un conduit 42 est introduite dans les servomécanismes 1b à 4b des première à quatrième pompes à débit variable 1 à 4.

35 Ainsi, le fluide hydraulique sous pression qui est fourni par les première et quatrième pompes à débit variable 1 et 4, parmi les première à quatrième pompes à débit variable 1 à 4, est respectivement dirigé vers les valves de pivo-

tement 8 et 9. Lorsque les valves de pivotement 8 et 9 se trouvent aux positions neutres respectives, le fluide hydraulique sous pression rejoint ceux que fournissent les seconde et troisième pompes à débit variable 2 et 3, et ces fluides 5 passent par les conduits principaux 11 et 13 et par les valves de commande 10_1 à 10_3 et 12_1 à 12_4 , dans les groupes de valves de commande de fonctionnement 10 et 12, respectivement, après quoi ils passent respectivement vers les cylindres de flèche 18 et 21, le cylindre de godet 20, le cylindre de bras 10 17 et les moteurs de propulsion 15 et 19, d'organes de travail non représentés. De plus, lorsque les valves de commande 10_1 à 10_3 et 12_1 à 12_4 des groupes de valves de commande de fonctionnement 10 et 12 se trouvent à leurs positions neutres, le fluide hydraulique sous pression passe par les valves de 15 commande 10_1 à 10_3 et 12_1 à 12_4 , vers les orifices de sortie respectifs des groupes de valves de commande de fonctionnement 10 et 12. A partir de là, le fluide hydraulique traverse les restrictions 22b et 23b des détecteurs de pression respectifs 22 et 23, et passe dans les conduits d'évacuation respectifs 20 40 et 41. La variation de la pression du fluide hydraulique traversant les restrictions 22b, 23b des détecteurs de pression 22, 23 est captée par l'intermédiaire des orifices de sortie respectifs 22d, 23d, sous la forme d'une pression dynamique qui est ensuite appliquée en tant que pression pilote, 25 et par l'intermédiaire des conduits respectifs 26a et 29a, à une première extrémité de chacune des valves de commande négative 27, 28, 30 et 31, respectivement connectées aux servomécanismes 1b à 4b des première à quatrième pompes à débit variable 1 à 4. A ce moment, la pression dynamique est supérieure 30 re à la pression hydraulique dans les orifices d'évacuation 22c et 23c (voir la figure 2). Par conséquent, les tiroirs 27a, 28a, 30a et 31a montés de façon coulissante dans les valves de commande négative 27, 28, 30 et 31 sont sollicités vers la droite, sous l'influence de la pression dynamique qui provient 35 vient des détecteurs de pression respectifs 22 et 23 (voir la figure 2). Il en résulte que le passage du fluide hydraulique sous pression vers les servomécanismes 1b à 4b, par l'intermédiaire des valves de dérivation respectives 32, 33,

35 et 36 est arrêté ou interrompu, de façon à commander l'angle d'inclinaison des plateaux oscillants 1a à 4a, afin de réduire au minimum la quantité de fluide hydraulique que fournissent les première à quatrième pompes à débit variable 1 à 4. Par une telle configuration, lorsque les groupes de valves de commande de fonctionnement 10 et 12 ne sont pas actionnés, le débit du fluide hydraulique sous pression que fournissent les première à quatrième pompes à débit variable 1 à 4 est réduit au minimum, ce qui permet de réduire les pertes d'énergie et d'éviter la génération de bruit, et permet en outre d'éviter une augmentation de la température du fluide hydraulique dans le circuit.

De plus, la figure 3A montre la relation entre la pression fournie par les détecteurs de pression 22, 23 et la pression de fluide qui est appliquée aux servomécanismes 1b à 4b dans les conditions de fonctionnement précitées. De plus, la figure 3B montre la relation entre la pression de fluide hydraulique qui est appliquée aux servomécanismes 1b à 4b et le débit du fluide hydraulique que fournissent les pompes à débit variable 1 à 4.

D'autre part, si on actionne les valves de pivotement 8 et 9 pour commencer l'action de pivotement lorsque les valves des groupes de valves de commande de fonctionnement 10 et 12 se trouvent à leurs positions neutres respectives, une partie du fluide hydraulique sous pression que la pompe à débit fixe 39 dirige vers les valves de pivotement 8 et 9 par l'intermédiaire de la valve pilote de pivotement 7, est dirigée, en tant que pression pilote, et par l'intermédiaire de la valve navette 38, vers les valves de commande négative 27 et 30 des première et seconde pompes à débit variable 1 et 2, respectivement, ce qui fait que les tiroirs 27a et 30a qui se trouvent respectivement dans les valves de commande négative 27 et 30 peuvent être déplacés vers la gauche, contre la pression dynamique qui s'exerce de leur côté opposé. Par conséquent, le fluide hydraulique sous pression qui a été évacué est dirigé vers les servomécanismes 1b et 2b des première et seconde pompes à débit variable 1 et 2, pour commander ainsi l'angle de rotation/inclinaison des plateaux oscil-

lants 1a et 2a, afin d'augmenter au maximum le débit du fluide hydraulique que fournissent les première et seconde pompes à débit variable 1 et 2. Il en résulte que le moteur de pivotement 15 est alimenté avec du fluide hydraulique débité conjointement par les pompes 1 et 2. Par conséquent, la fonction de pivotement n'est absolument pas affectée et, dans le cas d'un pivotement fin de la structure supérieure pivotante, la pression pilote précitée pour l'opération de pivotement et la pression dynamique détectée par les détecteurs de pression 22 et 23 et fournie par ces derniers s'exercent sur les extrémités opposées des tiroirs 27a et 30a des valves de commande négative respectives 27 et 30. Par conséquent, même dans le cas où les organes de travail tels que la flèche, etc, sont actionnés simultanément à l'opération de pivotement fin, le fluide hydraulique alimente les servomécanismes 1b et 2b avec le débit total nécessaire pour les deux opérations.

En résumé, dans le système à réaction de pression de fluide hydraulique du circuit de l'invention, la pression du fluide hydraulique débité conjointement par les pompes 1 et 3 ou les pompes 2 et 4 est détectée par les détecteurs de pression 22 ou 23, équipés d'une restriction, et elle est renvoyée de façon que lorsque la valve de pivotement et les valves pour les organes de travail se trouvent toutes à leurs positions neutres, le système de réaction soit mis effectivement en action, alors que, pendant l'opération de pivotement, l'une des valves de pivotement se trouve à une position active et la pression du fluide hydraulique débité par la pompe 1 ou 2 qui fournit le fluide hydraulique au moteur de pivotement ne peut pas être renvoyée. De ce fait, la configuration est telle qu'au moment du pivotement, une fraction de la pression pilote pour l'opération de pivotement, qui actionne la valve de pivotement 8 ou 9, est appliquée par l'intermédiaire de la valve navette 38 à la valve de commande négative 27 ou 30 du moteur qui est utilisé pour l'opération de pivotement, ce qui permet de maintenir un équilibre de pression avec la pompe destinée aux organes de travail, non utilisée pour l'opération de pivotement, comme par exemple la pompe 3 ou 4.

En outre, les valves de dérivation 32, 33, 35 et 36

sont respectivement connectées en série avec les valves de commande négative 27, 28, 30 et 31 des première à quatrième pompes 1 à 4, et, de plus, les valves de commande de puissance 34 et 37 sont respectivement connectées en série avec les 5 valves de dérivation 33 et 36 des seconde et quatrième pompes 2 et 4. Par conséquent, dans le cas où la pression du fluide hydraulique débité par chacune des première à quatrième pompes à débit variable 1 à 4 est devenue anormalement élevée, chacune des valves de dérivation 32, 33, 35 et 36 se trouve 10 à sa position de dérivation respective 32a, 33a, 35a et 36a, ce qui permet l'évacuation vers les conduits d'aspiration de fluide des pompes 1 à 4 d'une partie du fluide hydraulique sous pression qui est dirigé vers les servomécanismes 1b à 4b. Il en résulte que le débit du fluide hydraulique fourni 15 par chacune des pompes à débit variable 1 à 4 est réduit de façon linéaire, comme le montre la figure 4, ce qui évite une élévation anormale de pression. De plus, du fait qu'on peut éviter une élévation anormale de pression en agissant sur la quantité de fluide hydraulique que débitent les pompes, 20 au lieu de procéder à une décharge de la pression du fluide hydraulique au moyen d'un clapet de décharge, comme dans le cas du circuit hydraulique de l'art antérieur, on peut éviter une perte d'énergie et réduire le niveau de bruit que produit le clapet de décharge.

25 D'autre part, les valves de commande de puissance 34 et 37 qui sont associées aux seconde et quatrième pompes à débit variable 2 et 4 commandent la pression du fluide hydraulique qui est dirigé vers les servomécanismes 1b à 4b, pour faire en sorte que le fluide hydraulique débité sous 30 l'action des première à quatrième pompes 1 à 4 ne dépasse pas le niveau correspondant aux performances du moteur principal 6, et pour entraîner les première à quatrième pompes avec une puissance de sortie constante. Les valves de commande de puissance 34 et 37 sont construites de la manière re- 35 présentée sur la figure 5. On peut dire brièvement que la pression respective de fluide hydraulique fournie par les première et seconde pompes à débit variable 1 et 2 est appliquée en tant que pression pilote à une extrémité de la valve

de commande de puissance 34, pour déplacer le tiroir 34a, tandis que la pression de fluide hydraulique respective fournie par les troisième et quatrième pompes à débit variable 3 et 4 est appliquée en tant que pression pilote à une extrémité de la valve de commande de puissance 37. D'autre part, des ressorts de compression 34b et 37b sont respectivement montés aux extrémités opposées des tiroirs 34a et 37a. Par conséquent, par l'établissement d'un équilibre entre la pression pilote et la force élastique du ressort 34b ou 37b, le fluide hydraulique sous pression destiné à être appliqué aux servomécanismes 1b à 4b des pompes 1 à 4 est commandé de façon que la relation entre la pression et le débit du fluide hydraulique fourni par chacune des pompes 1 à 4 soit celle représentée sur la figure 6. Il en résulte que la puissance de sortie du moteur principal 6 peut être pleinement utilisée et qu'il devient également possible d'éviter que la puissance de sortie des pompes dépasse le niveau correspondant aux performances du moteur principal 6.

En outre, dans le mode de réalisation considéré ci-dessus, on utilise les détecteurs de pression 22 et 23 en tant que détecteurs de pression dynamiques, mais on peut employer à la place un simple orifice ou une restriction pour détecter la différence entre les pressions en amont et en aval de la restriction, afin de commander les valves de commande négative par le signal (pression du fluide hydraulique) ainsi détecté.

Il va de soi que de nombreuses modifications peuvent être apportées au dispositif décrit et représenté, sans sortir du cadre de l'invention.

REVENDICATIONS

1. Circuit hydraulique destiné à être utilisé dans des pelles mécaniques du type à structure pivotante, comprenant au moins quatre pompes à débit variable mutuellement
5 indépendantes, à savoir des première (1), deuxième (2), troisième (3) et quatrième (4) pompes ; plusieurs valves de commande d'opération de pivotement (8, 9) conçues de façon à rassembler les fluides hydrauliques débités par plusieurs des pompes à débit variable (1-4) et à faire circuler le
10 fluide hydraulique rassemblé vers un moteur de pivotement (15), et également conçues de façon à rassembler, à leurs positions neutres respectives, les fluides hydrauliques débités respectivement par lesdites pompes avec les fluides hydrauliques débités respectivement par les autres pompes, et
15 à faire circuler le fluide hydraulique ainsi rassemblé vers des groupes respectifs de valves de commande de fonctionnement (10, 12) qui ont pour but de commander la manoeuvre d'organes de travail ; plusieurs valves de commande de fonctionnement (10₁, 10₂, 10₃, 12₁, 12₂, 12₃, 12₄), conçues de
20 façon à diriger le fluide hydraulique sous pression introduit dans les groupes de valves de commande de fonctionnement vers un ensemble de moteurs de propulsion (16, 19) et de cylindres respectifs pour les organes de travail (17, 18, 20, 21) ; des détecteurs de pression (22, 23) branchés aux sorties respectives des groupes de valves de commande de fonctionnement, et conçus de façon à détecter la pression du fluide hydraulique qui est débité lorsque toutes les valves de commande de fonctionnement se trouvent à leurs positions neutres respectives ; plusieurs valves de commande négative
25 (27, 28, 30, 31) qui sont conçues de façon à commander des servomécanismes respectifs (1b-4b) des première à quatrième pompes à débit variable (1-4) par l'action de la pression détectée au moyen des détecteurs de pression (22, 23), afin de réduire à un minimum le débit de fluide hydraulique que
30 fournissent les pompes à débit variable ; plusieurs valves de dérivation (32, 33, 35, 36) branchées en série avec les valves de commande négative (27, 28, 30, 31) et conçues de façon à limiter la pression du fluide hydraulique appliqué

aux servomécanismes lorsque la pression du fluide hydraulique débité par les première à quatrième pompes à débit variable est devenue anormalement élevée ; et plusieurs valves de commande de puissance (34, 37) qui sont branchées en série avec
5 les valves de dérivation destinées à être utilisées avec les seconde et quatrième pompes à débit variable et qui sont conçues de façon à recevoir la pression du fluide hydraulique débité par les première à quatrième pompes à débit variable, et à commander le fluide hydraulique sous pression qui doit
10 être appliqué aux servomécanismes (1b-4b), afin que la pression du fluide hydraulique débité par les première à quatrième pompes à débit variable ne dépasse pas le niveau correspondant aux performances d'un moteur principal (6) qui entraîne les pompes, et afin que ce moteur entraîne les première à quatrième pompes à débit variable avec une puissance
15 de sortie constante.

2. Circuit hydraulique selon la revendication 1, caractérisé en ce qu'il comprend en outre une pompe à débit fixe (39) qui génère une pression pilote pour actionner les
20 valves de commande d'opération de pivotement (8, 9).

3. Circuit hydraulique selon la revendication 2, caractérisé en ce qu'une valve pilote de pivotement (7) est placée dans un conduit de fluide hydraulique qui est branché entre la pompe à débit fixe (39) et les valves de commande
25 d'opération de pivotement (8, 9).

4. Circuit hydraulique selon l'une quelconque des revendications 2 ou 3, caractérisé en ce que chaque première extrémité des valves de commande négative (27, 30) associées aux première et seconde pompes à débit variable (1, 2) reçoit
30 une pression pilote partielle qui est fournie par l'intermédiaire d'une valve navette (38), à partir de la pompe à débit fixe (39).

5. Circuit hydraulique selon l'une quelconque des revendications 2 à 4, caractérisé en ce qu'une fraction de
35 la pression du fluide hydraulique débité par la pompe à débit fixe (39) est appliquée aux servomécanismes (1b-4b) de façon à commander l'angle de rotation/inclinaison respectif de plateaux oscillants (1a, 2a, 3a, 4a) des servomécanismes.

2506803

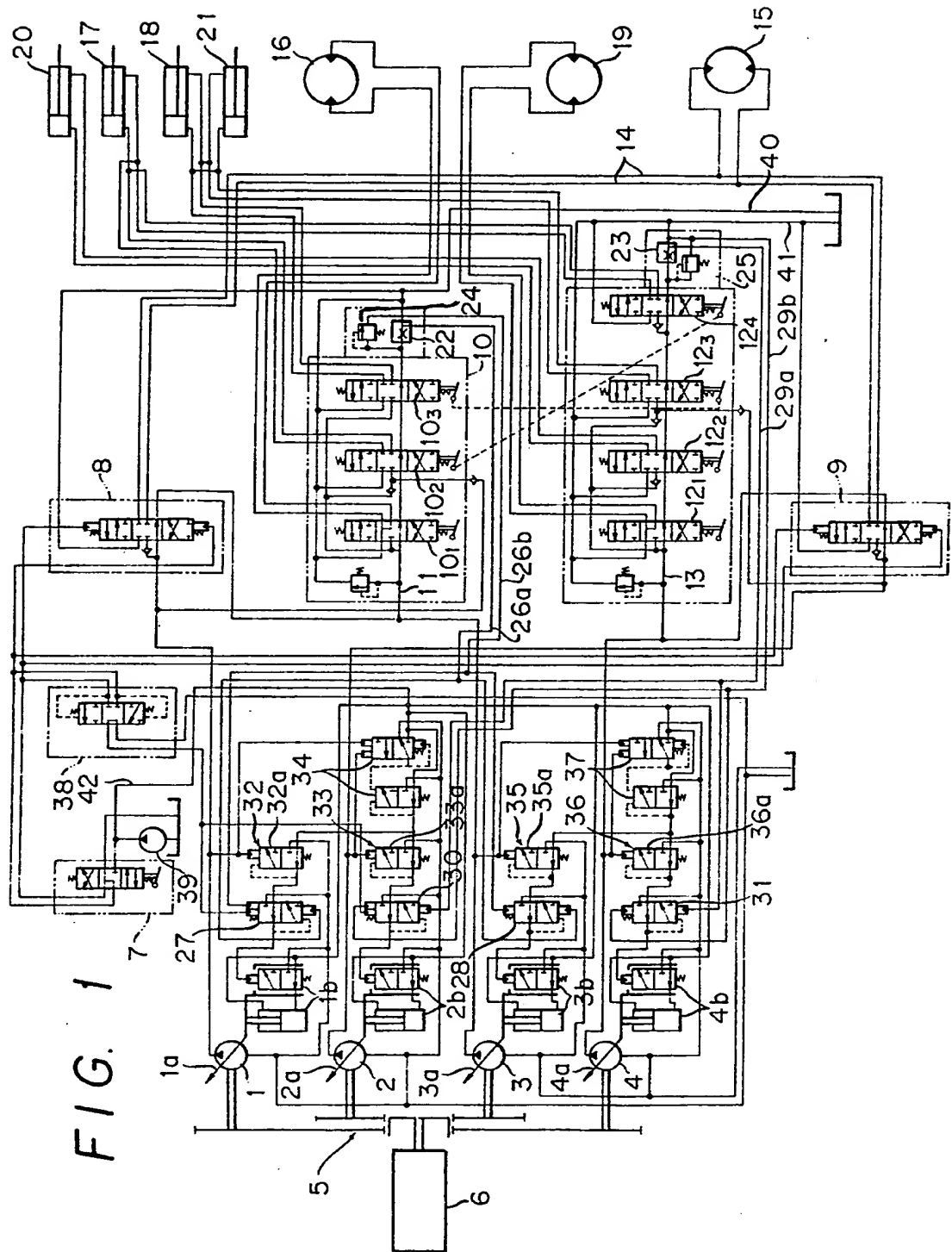
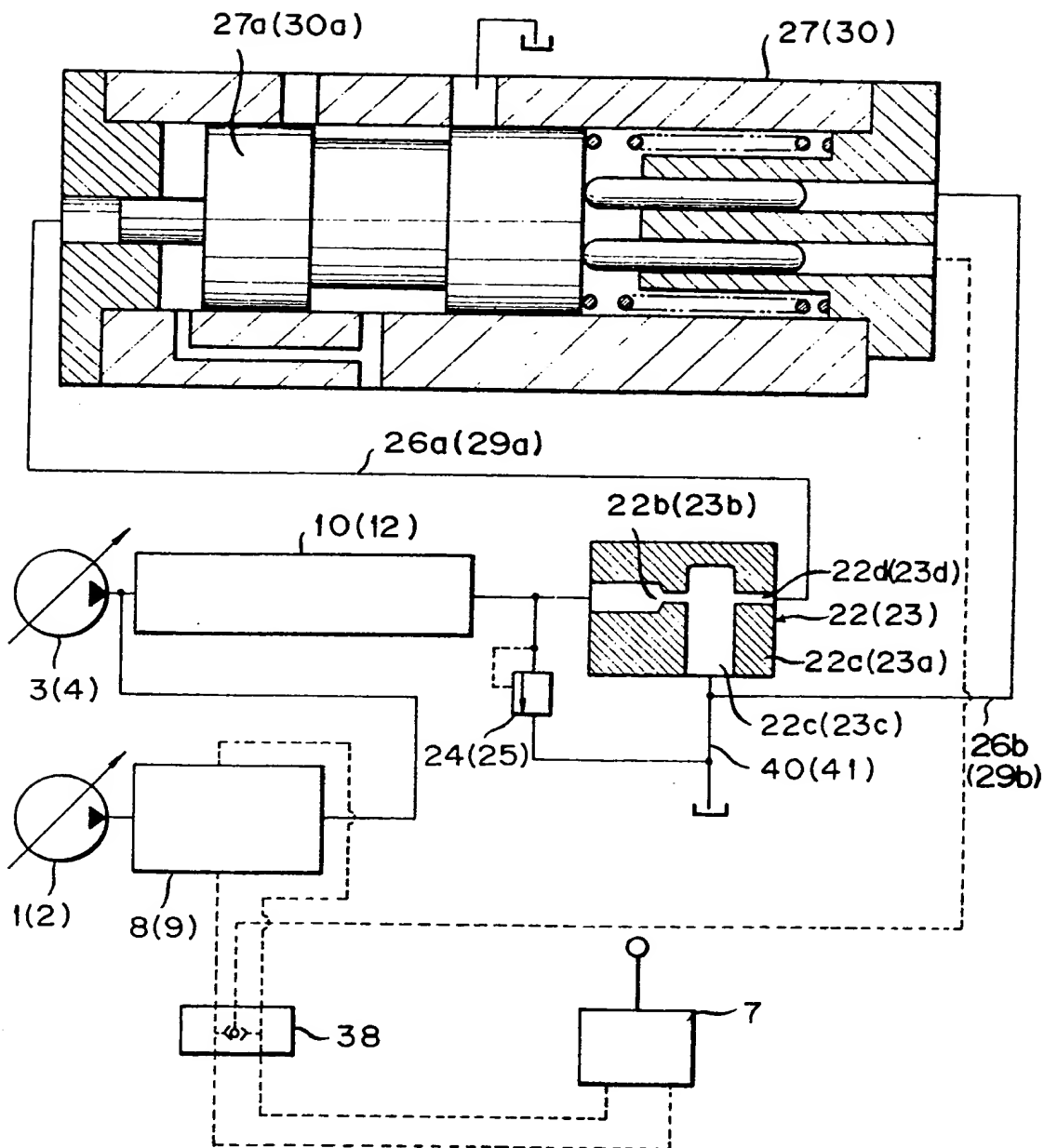


FIG. 1

2506803

FIG. 2



250680

FIG. 3A

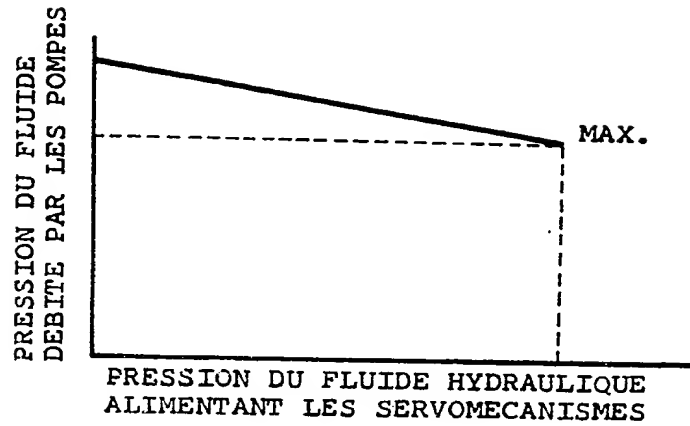


FIG. 3B

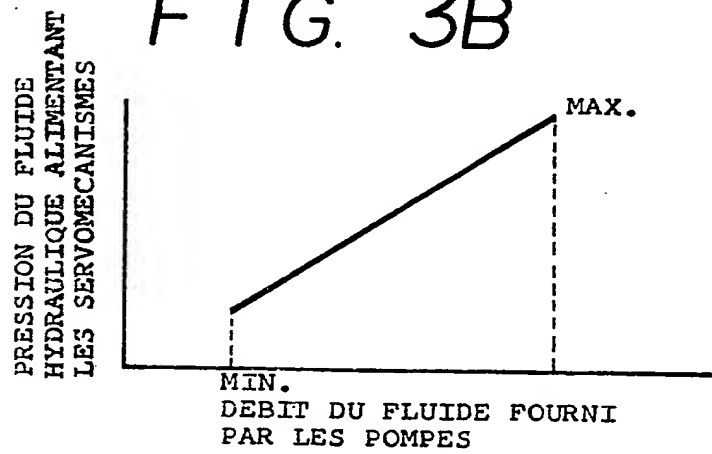
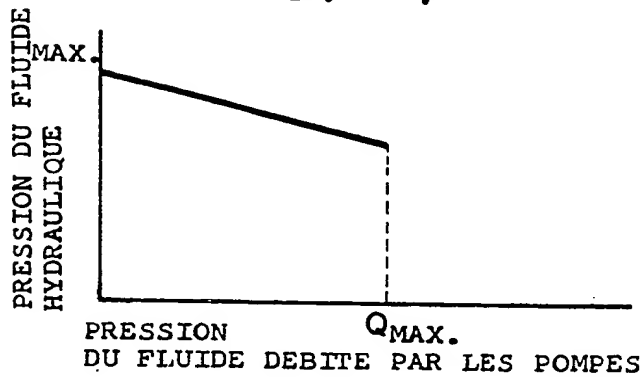


FIG. 4



2506 803

FIG. 5

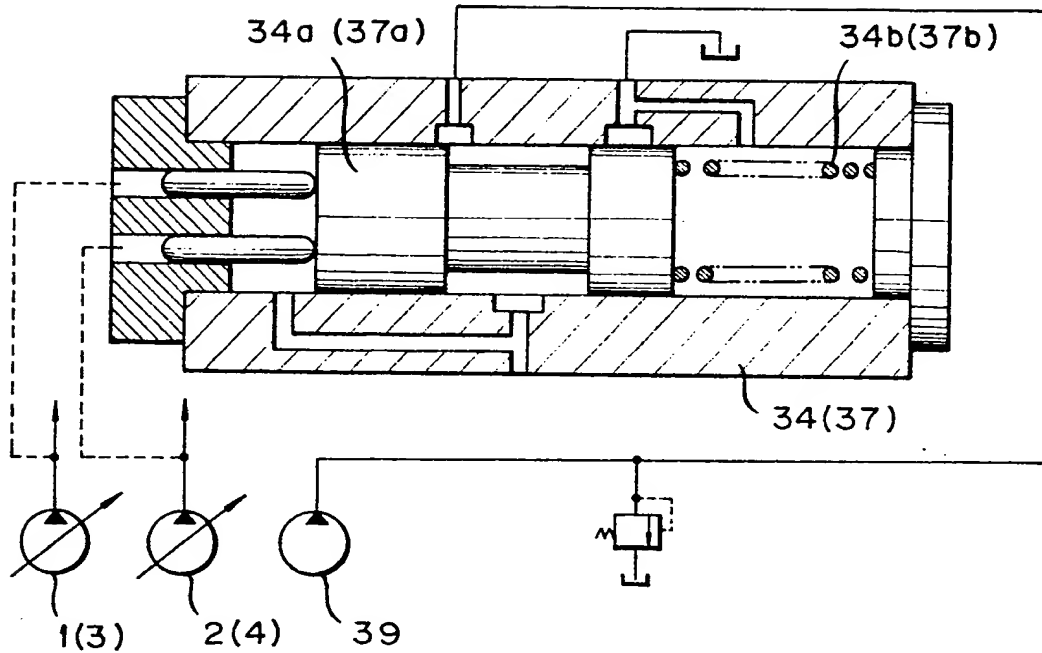


FIG. 6

